

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 06-016117

(43)Date of publication of application : 25.01.1994

(51)Int.Cl.

B60T 8/30
B60K 17/348

(21)Application number : 04-172526

(71)Applicant : HONDA MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 30.06.1992

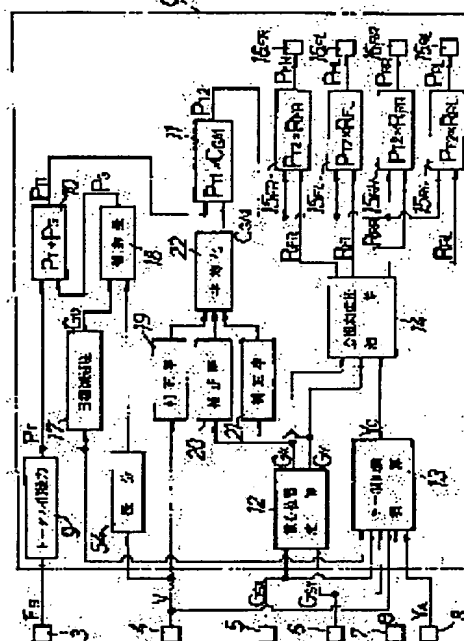
(72)Inventor : AKUSAWA KENJI
INAGAKI HIROMI
KAWAMOTO YOSHIMICHI
SAITO WATARU
SAKURAI KAZUYA

(54) WHEEL LONGITUDINAL FORCE CONTROL METHOD IN VEHICLE

(57)Abstract:

PURPOSE: To keep a vehicle posture excellent by setting respectively target wheel longitudinal force to be applied to respective wheels by distributing total longitudinal force to the respective wheels according to sharing load ratios, and controlling longitudinal force of the respective wheels according to the target wheel longitudinal force.

CONSTITUTION: Total brake oil pressure P_T is set so as to correspond to total braking force to be exhibited by wheel brakes BFR-BRL installed individually in respective wheels WFR-WRL. Sharing load ratios RFR, RFL, RRR and RRL are found with the respective wheels WFR-WRL, and the second corrected total brake oil pressure P_{T2} determined according to the total brake oil pressure P_T is distributed according to the sharing load ratios RFR, RFL, RRR and RRL. Target brake oil pressures PFR, PFL, PRR and PRL of the respective wheel brakes BFR-BRL are determined, and modulators 2FR, 2FL, 2RR and 2RL are controlled. Even if weight unbalance is caused due to an increase or a decrease and the like in cargoes or occupants, stability can be kept at the time of braking.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 27.10.1998

[Date of sending the examiner's decision of rejection] 23.05.2000

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平 6 - 1 6 1 1 7

(43) 公開日 平成 6 年 (1994) 1 月 25 日

(51) Int. Cl. ⁵

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

B60T 8/30

H 8610-3H

B60K 17/348

B 8521-3D

審査請求 未請求 請求項の数 4 (全 13 頁)

(21) 出願番号 特願平 4 - 1 7 2 5 2 6

(22) 出願日 平成 4 年 (1992) 6 月 30 日

(71) 出願人 0 0 0 0 0 5 3 2 6

本田技研工業株式会社

東京都港区南青山二丁目 1 番 1 号

(72) 発明者 阿久澤 憲司

埼玉県和光市中央 1 丁目 4 番 1 号 株式会
社本田技術研究所内

(72) 発明者 稲垣 裕巳

埼玉県和光市中央 1 丁目 4 番 1 号 株式会
社本田技術研究所内

(72) 発明者 川本 善通

埼玉県和光市中央 1 丁目 4 番 1 号 株式会
社本田技術研究所内

(74) 代理人 弁理士 落合 健 (外 1 名)

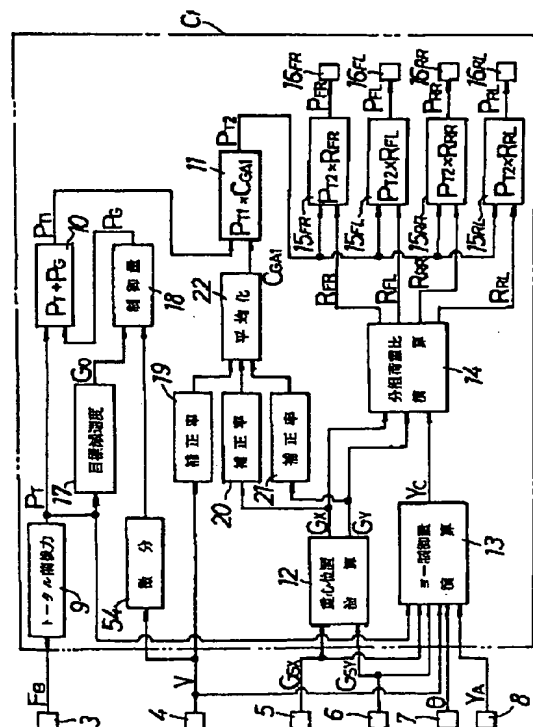
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両における車輪前後力制御方法

(57) 【要約】

【目的】 車両の姿勢を良好に保って各車輪の能力を最大限に発揮させる。

【構成】 複数の車輪に付与する前後力の総和であるトータル前後力を検出または設定し、車両総重量に対する前記複数の車輪毎の分担荷重比を求め、前記トータル前後力を前記分担荷重比に従って各車輪に分配することにより各車輪に付与すべき目標車輪前後力をそれぞれ設定し、該目標車輪前後力に基づいて各車輪の前後力を制御する。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 複数の車輪 (W_{r1} , W_{r2} , W_{r3} , W_{r4}) に付与する前後力をそれぞれ個別に制御可能な車両において、複数の車輪 (W_{r1} , W_{r2} , W_{r3} , W_{r4}) に付与する前後力の総和であるトータル前後力を検出または設定し、車両総重量に対する前記複数の車輪 (W_{r1} , W_{r2} , W_{r3} , W_{r4}) 毎の分担荷重比を求め、前記トータル前後力を前記分担荷重比に従って各車輪 (W_{r1} , W_{r2} , W_{r3} , W_{r4}) に分配することにより各車輪 (W_{r1} , W_{r2} , W_{r3} , W_{r4}) に付与すべき目標車輪前後力をそれぞれ設定し、該目標車輪前後力に基づいて各車輪 (W_{r1} , W_{r2} , W_{r3} , W_{r4}) の前後力を制御することを特徴とする車両における車輪前後力制御方法。

【請求項 2】 車両静止状態での各車輪 (W_{r1} , W_{r2} , W_{r3} , W_{r4}) の分担荷重を設定し、車両の前後方向および左右方向加速度をそれぞれ検出して車両重心位置の見掛け上の移動方向および移動量を求め、車両重心位置の見掛け上の移動方向および移動量に基づいて前記設定分担荷重を補正し、補正した分担荷重に基づいて各車輪 (W_{r1} , W_{r2} , W_{r3} , W_{r4}) 毎の分担荷重比を求めることを特徴とする請求項 1 記載の車両における車輪前後力制御方法。

【請求項 3】 前記前後力は制動力であり、トータル前後力に基づいて定まる車両の目標減速度と、検出した車両の減速度との偏差に基づいて、前記トータル前後力を補正することを特徴とする請求項 2 記載の車両における車輪前後力制御方法。

【請求項 4】 ステアリング操作量に基づいて車両の目標旋回量を定めるとともに実際の車両の旋回量を検出し、各車輪 (W_{r1} , W_{r2} , W_{r3} , W_{r4}) 間での前記目標前後力の配分をその和が一定になるようにして前記目標旋回量と実際の旋回量との偏差に基づいて変更することを特徴とする請求項 1 記載の車両における車輪前後力制御方法。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、複数の車輪に付与する前後力をそれぞれ個別に制御可能な車両において、各車輪の前後力を制御するための車両における車輪前後力制御方法に関する。

【0002】

【従来の技術】 従来、車輪前後力としての制動力を複数の車輪毎に個別に制御するようにしたものが、たとえば特開平 1-178062 号公報および特開平 1-237252 号公報等により知られている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 ところで、車輪前後力としての制動力あるいは駆動力を複数の車輪毎に制御するにあたって、車両の姿勢を良好に保ちながら各車輪の能力を最大限に発揮するには各車輪に対する負荷を適正

に分配することが必要であるが、上記従来の公報には、そのような制御が開示されていない。

【0004】 本発明は、かかる事情に鑑みてなされたものであり、車両の姿勢を良好に保って各車輪の能力を最大限に発揮させ得るようにした車両における車輪前後力制御方法を提供することを目的とする。

【0005】

【課題を解決するための手段】 上記目的を達成するために、請求項 1 記載の発明によれば、複数の車輪に付与する前後力の総和であるトータル前後力を検出または設定し、車両総重量に対する前記複数の車輪毎の分担荷重比を求め、前記トータル前後力を前記分担荷重比に従って各車輪に分配することにより各車輪に付与すべき目標車輪前後力をそれぞれ設定し、該目標車輪前後力に基づいて各車輪の前後力を制御する。

【0006】 また請求項 2 記載の発明によれば、請求項 1 記載の発明の構成に加えて、車両静止状態での各車輪の分担荷重を設定し、車両の前後方向および左右方向加速度をそれぞれ検出して車両重心位置の見掛け上の移動方向および移動量を求め、車両重心位置の見掛け上の移動方向および移動量に基づいて前記設定分担荷重を補正し、補正した分担荷重に基づいて各車輪毎の分担荷重比を求める。

【0007】 請求項 3 記載の発明によれば、上記請求項 2 記載の発明の構成に加えて、前記前後力は制動力であり、トータル前後力に基づいて定まる車両の目標減速度と、検出した車両の減速度との偏差に基づいて、前記トータル前後力を補正する。さらに請求項 4 記載の発明によれば、上記請求項 1 記載の発明の構成に加えて、ステアリング操作量に基づいて車両の目標旋回量を定めるとともに実際の車両の旋回量を検出し、各車輪間での前記目標前後力の配分をその和が一定になるようにして前記目標旋回量と実際の旋回量との偏差に基づいて変更する。

【0008】

【実施例】 以下、図面により本発明の実施例について説明する。

【0009】 図 1 ないし図 14 は本発明の第 1 実施例を示すものであり、図 1 は車両の制動系を示す図、図 2 は制御装置の構成を示すブロック図、図 3 はブレーキ踏力に応じたトータルブレーキ油圧の設定マップを示す図、図 4 は車両の前後方向に沿う重心位置の見掛け上の移動を説明するための図、図 5 は車両の左右方向に沿う重心位置の見掛け上の移動を説明するための図、図 6 は重心位置の X-Y 座標上での見掛け上の変化を説明するための図、図 7 は車速に対応した補正率を示す図、図 8 は変化後の重心位置の X 座標に対応した補正率を示す図、図 9 は変化後の重心位置の Y 座標に対応した補正率を示す図、図 10 はヨー制御量演算手段の構成を示すブロック図、図 11 は車速に対応した規範ヨーレートを示す図、

図 1 2 は車速に対応した補正率を示す図、図 1 3 は前後方向加速度に対応した補正率を示す図、図 1 4 は左右方向加速度に対応した補正率を示す図である。

【 0 0 1 0 】 先ず図 1 において、四輪乗用車両の右前輪 W_{r1} には右前輪用ブレーキ B_{r1} が、左前輪 W_{l1} には左前輪用ブレーキ B_{l1} が、右後輪 W_{r2} には右後輪用ブレーキ B_{r2} が、左後輪 W_{l2} には左後輪用ブレーキ B_{l2} がそれぞれ装着されており、各ブレーキ B_{r1} 、 B_{l1} 、 B_{r2} 、 B_{l2} は同一仕様である。

【 0 0 1 1 】 タンデム型マスタシリンダ 1 は一对の出力ポート 1 a、1 b を備えており、一方の出力ポート 1 a は、油圧を制御可能なモジュレータ 2_{r1} を介して右前輪用ブレーキ B_{r1} に接続されるとともにモジュレータ 2_{l1} を介して左後輪用ブレーキ B_{l1} に接続され、他方の出力ポート 1 b は、モジュレータ 2_{r2} を介して左前輪用ブレーキ B_{l2} に接続されるとともにモジュレータ 2_{l2} を介して右後輪用ブレーキ B_{r2} に接続される。

【 0 0 1 2 】 各モジュレータ 2_{r1}、2_{l1}、2_{r2}、2_{l2} の作動すなわち各ブレーキ B_{r1} 、 B_{l1} 、 B_{r2} 、 B_{l2} に作用するブレーキ油圧は、制御装置 C₁ により個別に制御される。

【 0 0 1 3 】 図 2 において、制御装置 C₁ には、ブレーキペダル（図示せず）によるブレーキ操作量としてブレーキ踏力 F_p を検出する踏力検出センサ 3 と、車速 V を検出する車速センサ 4 と、車両の前後方向加速度 G_{x1} を検出する前後方向加速度検出センサ 5 と、車両の左右方向加速度 G_{y1} を検出する左右方向加速度検出センサ 6 と、ステアリングハンドル（図示せず）によるステアリング操作量としてステアリング角 θ を検出するステアリング角検出センサ 7 と、車両の実際の旋回量としてヨーレート Y を検出するヨーレート検出センサ 8 とが接続される。

【 0 0 1 4 】 而して制御装置 C₁ は、踏力検出センサ 3 の検出値に基づいて全四輪のトータルブレーキ油圧 P_t を設定するトータル前後力設定手段 9 と、トータル前後力設定手段 9 で得られたトータルブレーキ油圧 P_t を減速度制御量 P_c で補正して第 1 補正トータルブレーキ油圧 P_{r1} を得る減速度補正手段 1 0 と、第 1 補正トータルブレーキ油圧 P_{r1} にゲイン補正を加えて第 2 補正トータルブレーキ油圧 P_{r2} を得るゲイン補正手段 1 1 と、前後方向加速度 G_{x1} および左右方向加速度 G_{y1} に基づいて車両重心位置の見掛け上の移動方向および移動量を算出する重心位置演算手段 1 2 と、トータルブレーキ油圧 P_t 、車速 V 、前後方向加速度 G_{x1} 、左右方向加速度 G_{y1} 、ステアリング角 θ および検出ヨーレート Y に基づいてヨー制御量 Y_c を演算するヨー制御量演算手段 1 3 と、重心位置演算手段 1 2 およびヨー制御量演算手段 1 3 の演算量に基づいて各四輪の分担荷重比 R_{r1} 、 R_{l1} 、 R_{r2} 、 R_{l2} を演算する分担荷重比演算手段 1 4 と、第 2 補正トータルブレーキ油圧 P_{r2} および前記分担荷重比 R

$r1$ 、 R_{l1} 、 R_{r2} 、 R_{l2} に基づいて各車輪の目標前後力として各車輪ブレーキ B_{r1} 、 B_{l1} 、 B_{r2} 、 B_{l2} の目標ブレーキ油圧 P_{r1} 、 P_{l1} 、 P_{r2} 、 P_{l2} を個別に演算する右前輪、左前輪、右後輪および左後輪用ブレーキ油圧演算手段 1 5_{r1}、1 5_{l1}、1 5_{r2}、1 5_{l2} と、前記目標ブレーキ油圧 P_{r1} 、 P_{l1} 、 P_{r2} 、 P_{l2} に基づいて各モジュレータ 2_{r1}、2_{l1}、2_{r2}、2_{l2} を個別に作動せしめる駆動手段 1 6_{r1}、1 6_{l1}、1 6_{r2}、1 6_{l2} とを備える。

【 0 0 1 5 】 トータル前後力設定手段 9 は、各四輪に個別に作用せしめる車輪前後力の総和であるトータル制動力をブレーキ踏力 F_p に応じて設定するものである。而して、全四輪 $W_{r1} \sim W_{l2}$ に同一仕様のブレーキ B_{r1} 、 B_{l1} 、 B_{r2} 、 B_{l2} が装着されている場合には、それらのブレーキ B_{r1} 、 B_{l1} 、 B_{r2} 、 B_{l2} が発揮する制動力は、各モジュレータ 2_{r1}、2_{l1}、2_{r2}、2_{l2} により個別に制御されるブレーキ油圧に比例するものであり、トータル前後力としてのトータル制動力をトータルブレーキ油圧として計算することが可能であるので、図 3 で示すようにブレーキ踏力 F_p に応じて予め定めたマップに基づいて、各ブレーキ B_{r1} 、 B_{l1} 、 B_{r2} 、 B_{l2} に作用せしめるトータルブレーキ油圧 P_t がトータル前後力設定手段 9 によって設定されることになる。

【 0 0 1 6 】 トータル前後力設定手段 9 で得られたトータルブレーキ油圧 P_t は、目標減速度設定手段 1 7 に入力され、この目標減速度設定手段 1 7 では、トータルブレーキ油圧 P_t に応じて目標減速度 G_d が設定される。また車速センサ 4 で得られた車速 V が微分手段 5 4 に入力されており、この微分手段 5 4 において車速 V を微分することにより得られた車両の減速度と、前記目標減速度 G_d とが制御量演算手段 1 8 に入力され、この制御量演算手段 1 8 では、目標減速度 G_d と検出した車両の減速度との偏差に基づいて減速度制御量 P_c を演算する。

【 0 0 1 7 】 減速度補正手段 1 0 には、トータルブレーキ油圧 P_t と前記減速度制御量 P_c とが入力されており、トータルブレーキ油圧 P_t に減速度制御量 P_c を加算することにより、第 1 補正トータルブレーキ油圧 P_{r1} が得られる。

【 0 0 1 8 】 重心位置演算手段 1 2 には、前後方向加速度センサ 5 で得られた前後方向加速度 G_{x1} と、左右方向加速度センサ 6 で得られた左右方向加速度 G_{y1} がそれぞれ入力される。而して重心位置演算手段 1 2 は、車両静止状態での重心位置の座標を (G_{x0}, G_{y0}) としたときに、荷重変動に伴う前記重心位置の見掛け上の移動方向および移動量を演算するとともに、その演算値に基づいて前記重心位置の見掛け上の変位点を示す座標 (G_x, G_y) を算出する。

【 0 0 1 9 】 図 4 において、重心位置の接地路面からの高さを H 、重力 $G = 1$ としたときに、車両の前後方向すなわち X 方向に沿う重心位置の見掛け上の移動量 ΔX は、 $\Delta X = G_{x1} \times H$ で得られる。

【0020】また図5において、重心位置の接地路面からの高さをH、重力 $G=1$ としたときに、車両の左右方向すなわちY方向に沿う重心位置の見掛け上の移動量 ΔY は、 $\Delta Y = G_{y1} \times H$ で得られる。

【0021】さらに車両総重量を WT_1 とし、車両静止状態での右前輪 WT_{r1} 、左前輪 WT_{l1} 、右後輪 WT_{r2} および左

$$G_{x1} = \{L_1 \cdot (WT_{r1} + WT_{l1}) / WT_1\} - L_1 / 2$$

で表され、車両静止状態での重心位置のY座標 G_{y1} は、

$$G_{y1} = \{L_1 \cdot (WT_{r1} + WT_{l1}) / WT_1\} - L_1 / 2$$

で表される。

【0022】而して、車両走行時の荷重変動に伴う重心位置に見掛け上の変位点におけるX座標は $G_x = G_{x1} + \Delta X$ となり、またY座標は $G_y = G_{y1} + \Delta Y$ となる。

【0023】再び図2において、車速センサ4で得られた車速Vは車速対応補正率設定手段19に入力され、この車速対応補正率設定手段19では、図7で示すように予め設定されたマップに基づいて、車速Vに対応した補正率 C_{x1} が設定され、この補正率 C_{x1} の最大値は「1」である。

【0024】また重心位置演算手段12で得られた荷重変動状態での重心位置のX座標 G_x は、前後方向加速度対応補正率設定手段20に入力され、この前後方向加速度対応補正率設定手段20では、図8で示すように予め設定されたマップに基づいて、X座標 G_x に対応した補正率 C_{x2} が設定される。ここで、上記マップは、X座標 G_x が制動力の前後配分を支配し、タイヤの前後カー荷重特性に依存するものであることに基づき、車両の重量バランスおよびタイヤサイズ等を考慮して定められるものであり、補正率 C_{x2} の最大値は「1」である。

【0025】さらに重心位置演算手段12で得られた荷重変動状態での重心位置のY座標 G_y は、左右方向加速度対応補正率設定手段21に入力され、この左右方向加速度対応補正率設定手段21では、図9で示すように予め設定されたマップに基づいて、Y座標 G_y に対応した補正率 C_{y1} が設定される。ここで、上記マップは、Y座標 G_y が制動力の左右配分を支配し、タイヤのサイドフォース—前後力特性に依存するものであることに基づき、車両の重量バランス等を考慮して定められるものであり、補正率 C_{y1} の最大値は「1」である。

【0026】このようにして得られた各補正率 C_{x1} 、 C_{x2} 、 C_{y1} は平均化演算手段22に入力され、この平均化演算手段22では、補正率 $C_{x1} \sim C_{y2}$ の総和を補正要素数すなわち3で除算することにより平均化した補正率 C_{x3} が得られる。而して該補正率 C_{x3} は、ゲイン補正手段11に入力されるものであり、ゲイン補正手段11において、第1補正トータルブレーキ油圧 P_{t1} に前記補正率 C_{x3} を乗算することにより、ゲイン補正がなされた第2補正トータルブレーキ油圧 P_{t2} が得られることになる。

【0027】而して上記ゲイン補正は、補正率 C_{x3} が

後輪 WT_{l2} の分担荷重を WT_{r1} 、 WT_{r2} 、 WT_{l1} 、 WT_{l2} とする($WT_1 = WT_{r1} + WT_{r2} + WT_{l1} + WT_{l2}$)とともに、図6で示すようにホイールベースを L_1 、トレッドを L_2 としたときに、車両静止状態での重心位置のX座標 G_{x1} は、

10 小さくなる程制動力が弱くなり、車輪がロックし難く、またコーナリングフォースが維持され、車体の安定に向上するものであり、制動力を重視するか、安定性を重視するかによって図7～図9のマップを調整すればよい。

【0028】またブレーキ踏力やブレーキ踏力変化速度等に対応した補正マップを取入れることにより、より精密なゲイン補正によるブレーキフィーリングの向上が可能であり、さらに上記各補正要素の一部の補正をしないときにはその補正要素の補正率を「1」とすればよい。

20 【0029】図10において、ヨー制御量演算手段13は、車速センサ4で得られた車速Vならびにステアリング角検出センサ7で得られたステアリング角 θ に基づいて目標旋回量としての規範ヨーレート Y_r を演算する規範ヨーレート演算部22と、ヨーレート検出センサ8で検出された実ヨーレート Y 、および前記規範ヨーレート Y_r 間の偏差 ΔY を算出する偏差算出部23と、該偏差 ΔY に基づくPID演算によりヨー制御量 Y_c を演算する制御量演算部24と、車速センサ4で得られた車速Vに対応した補正率 C_{x1} を設定する車速対応補正率設定部25と、前後方向加速度センサ5で得られた前後方向加速度 G_{x1} に対応した補正率 C_{x2} を設定する前後方向加速度対応補正率設定部26と、左右方向加速度センサ6で得られた左右方向加速度 G_{y1} に対応した補正率 C_{y1} を設定する左右方向加速度対応補正率設定部27と、前記各補正率 C_{x1} 、 C_{x2} 、 C_{y1} を平均化した補正率 C_{x3} を得る平均化演算部28と、補正率 C_{x3} をヨー制御量 Y_c に乗算することによりゲイン補正を行なうゲイン補正部29と、トータル前後力設定手段9で得られたトータルブレーキ油圧 P_t ならびにゲイン補正がなされたヨー制御量 Y_c に基づいてブレーキ油圧制御と複合させたヨー制御量 Y_{tc} を演算する複合演算部30とを備える。

【0030】規範ヨーレート演算部22では、入力されるステアリング角 θ 毎に、たとえば10 km/hの間隔をあけて設定した複数の車速V毎のヨーレート伝達関数を演算して、図11で示すようなマップを設定し、入力される車速Vに対応して補間することにより規範ヨーレート Y_r を得るようにしており、これにより速度変化の大きなブレーキ操作時においても適切な規範ヨーレート Y_r が得られる。

50 【0031】車速対応補正率設定部25では、図12で

示すように予め設定されたマップに基づいて車速Vに対応した補正率 C_{c1} が設定され、前後方向加速度 G_{x1} に対応した補正率設定部26では、図13で示すように予め設定されたマップに基づいて前後方向加速度 G_{x1} に対応した補正率 C_{c2} が設定され、左右方向加速度 G_{y1} に対応した補正率設定部27では、図14で示すように予め設定されたマップに基づいて左右方向加速度 G_{y1} に対応した補正率 C_{c3} が設定される。

【0032】このようにして得られた各補正率 C_{c1} 、 C_{c2} 、 C_{c3} は平均化演算部28に入力され、この平均化演算部28で補正率 $C_{c1} \sim C_{c3}$ の総和を3で除算することにより平均化した補正率 C_{c4} が得られ、該補正率 C_{c4} を、ゲイン補正部29においてヨー制御量 Y_c に乘算することにより、ゲイン補正がなされたヨー制御量 Y_{c1} が得られる。

【0033】複合演算部30では、ゲイン補正がなされたヨー制御量 Y_{c1} およびトータルブレーキ油圧 P_t に基づいて、 $Y_{c1} = Y_{c1} \times (2/P_t)$ なる演算が実行され、ブレーキ油圧制御と複合させたヨー制御量 Y_c が複合演算部30から出力されることになる。

【0034】分担荷重比演算手段14では、荷重変動後の各四輪の分担荷重を演算するとともに、ヨー制御量 Y_c の各四輪への配分を演算し、さらにそれらを合成することにより、各四輪の分担荷重比 R_{r1} 、 R_{r2} 、 R_{r3} 、 R_{r4} を定める。

【0035】すなわち、重心位置が見掛け上変動することに伴って両前輪 W_{r1} 、 W_{r2} 側の荷重 WT_r は、 $WT_r = (0.5 \times L_1 + G_1) \times WT_1 / L_1$ となり、また両後輪 W_{l1} 、 W_{l2} 側の荷重 WT_l は、 $WT_l = (WT_1 - WT_r)$ となる。而して荷重変動後の右前輪 W_{r1} 、左前輪 W_{r2} 、右後輪 W_{l1} および左後輪 W_{l2} の分担荷重を WT_{r1}' 、 WT_{r2}' 、 WT_{l1}' 、 WT_{l2}' とすると、それら WT_{r1}' 、 WT_{r2}' 、 WT_{l1}' 、 WT_{l2}' は次のように表される。

【0036】

$$WT_{r1}' = (0.5 \times L_1 + G_1) \times WT_r / L_1$$

$$WT_{r2}' = WT_r - WT_{r1}'$$

$$WT_{l1}' = (0.5 \times L_1 + G_1) \times WT_l / L_1$$

$$WT_{l2}' = WT_l - WT_{l1}'$$

またヨー制御量 Y_c の右前輪 W_{r1} 、左前輪 W_{r2} 、右後輪 W_{l1} および左後輪 W_{l2} の配分量を Y_{c1} 、 Y_{c2} 、 Y_{c3} 、 Y_{c4} とすると、それら Y_{c1} 、 Y_{c2} 、 Y_{c3} 、 Y_{c4} は次のように表される。

【0037】

$$Y_{c1} = Y_c \times \{WT_{r1}' / (WT_{r1}' + WT_{r2}')\}$$

$$Y_{c2} = Y_c \times \{WT_{r2}' / (WT_{r1}' + WT_{r2}')\}$$

$$Y_{c3} = Y_c \times \{WT_{l1}' / (WT_{l1}' + WT_{l2}')\}$$

$$Y_{c4} = Y_c \times \{WT_{l2}' / (WT_{l1}' + WT_{l2}')\}$$

さらに、前記分担荷重 WT_{r1}' 、 WT_{r2}' 、 WT_{l1}' 、 WT_{l2}' および前記配分量 Y_{c1} 、 Y_{c2} 、 Y_{c3} 、 Y_{c4}

c_{11} を複合して、右前輪 W_{r1} 、左前輪 W_{r2} 、右後輪 W_{l1} および左後輪 W_{l2} の分担荷重比 R_{r1} 、 R_{r2} 、 R_{l1} 、 R_{l2} を求めると、次のようになる。

$$[0038] R_{r1} = (WT_{r1}' + Y_{c1}) / WT_r$$

$$R_{r2} = (WT_{r2}' - Y_{c2}) / WT_r$$

$$R_{l1} = (WT_{l1}' + Y_{c3}) / WT_l$$

$$R_{l2} = (WT_{l2}' - Y_{c4}) / WT_l$$

而して、前記分担荷重比 R_{r1} 、 R_{r2} 、 R_{l1} 、 R_{l2} の総和は常に「1」である。

【0039】分担荷重比演算手段14で得られた分担荷重比 R_{r1} 、 R_{r2} 、 R_{l1} 、 R_{l2} は、対応するブレーキ油圧演算手段15 $_{r1}$ 、15 $_{r2}$ 、15 $_{l1}$ 、15 $_{l2}$ にそれぞれ入力され、各ブレーキ油圧演算手段15 $_{r1}$ 、15 $_{r2}$ 、15 $_{l1}$ 、15 $_{l2}$ では、第2補正トータルブレーキ油圧 P_{t2} に分担荷重比 R_{r1} 、 R_{r2} 、 R_{l1} 、 R_{l2} をそれぞれ乗算することにより、各車輪の目標前後力としての目標ブレーキ油圧 P_{r1} 、 P_{r2} 、 P_{l1} 、 P_{l2} を各車輪ブレーキ毎に演算し、その目標ブレーキ油圧 P_{r1} 、 P_{r2} 、 P_{l1} 、 P_{l2} に基づいて駆動手段16 $_{r1}$ 、16 $_{r2}$ 、16 $_{l1}$ 、16 $_{l2}$ が対応するモジュレータ2 $_{r1}$ 、2 $_{r2}$ 、2 $_{l1}$ 、2 $_{l2}$ を作動せしめる。

【0040】次にこの第1実施例の作用について説明すると、各車輪 $W_{r1} \sim W_{l2}$ に個別に装着した車輪ブレーキ $B_{r1} \sim B_{l2}$ で発揮させるトータル制動力に対応するトータルブレーキ油圧 P_t を設定するとともに、各車輪 $W_{r1} \sim W_{l2}$ 毎の分担荷重比 R_{r1} 、 R_{r2} 、 R_{l1} 、 R_{l2} を求め、トータルブレーキ油圧 P_t に基づいて定められる第2補正トータルブレーキ油圧 P_{t2} に分担荷重比 R_{r1} 、 R_{r2} 、 R_{l1} 、 R_{l2} に従って分配することにより、各車輪ブレーキ $B_{r1} \sim B_{l2}$ の目標ブレーキ油圧 P_{r1} 、 P_{r2} 、 P_{l1} 、 P_{l2} を定めてモジュレータ2 $_{r1}$ 、2 $_{r2}$ 、2 $_{l1}$ 、2 $_{l2}$ を制御するようにしたことにより、積荷や乗員の増減等による重量のアンバランスがあったとしても制動時に安定性を保ち、またノーズダイブ等を減少させることができる。

【0041】しかも各車輪 $W_{r1} \sim W_{l2}$ の負荷を適正に分配することが可能であるので、各ブレーキ B_{r1} 、 B_{r2} 、 B_{l1} 、 B_{l2} の熱負荷が過大となることを回避できるだけでなく耐久性の向上を図ることができ、さらに各車輪 $W_{r1} \sim W_{l2}$ におけるタイヤ摩耗の均等化を図ることができる。

【0042】また車両の前後方向および左右方向加速度 G_{x1} 、 G_{y1} をそれぞれ検出して車両重心位置の見掛け上の移動方向および移動量を求め、その重心位置の見掛け上の移動方向および移動量に基づいて、車両静止状態で設定した各車輪 $W_{r1} \sim W_{l2}$ の分担荷重を補正し、補正後の分担荷重 $WT_{r1}' \sim WT_{l2}'$ に基づいて各車輪 $W_{r1} \sim W_{l2}$ 毎の分担荷重比 R_{r1} 、 R_{r2} 、 R_{l1} 、 R_{l2} を求めるようにしたので、荷重センサ等を用いることなく、前後方向加速度センサ5および左右方向加速度センサ6を用いるだけで、荷重変動時の分担荷重比 R_{r1} 、 R_{r2} 、 R_{l1} 、 R_{l2}

R_{11} を得ることができる。

【0043】さらにトータルブレーキ油圧 P_1 に基づいて定まる車両の目標減速度 G_0 と、検出した車両の減速度との偏差に基づいて、トータルブレーキ油圧 P_1 を補正するようにしたので、荷重センサ等を用いることなく、総重量の増減、登降坂走行等の影響を受けることのない、普遍的な加、減速度制御が可能となる。

【0044】ところで、前後方向加速度 G_{x1} および左右方向加速度 G_{y1} が大きくなると、荷重が大きくなっている側の車輪ブレーキにブレーキ油圧の殆ど全てが作用する事態が考えられる。この際、タイヤ特性が荷重変化に対して全く比例的であってしかもコーナリングフォースと全く独立に制動力が得られるのであれば、問題はないが、実際にはそうではなく、荷重増加によるタイヤ発生力上限の増加が荷重が大きくなった領域で鈍くなり、またコーナリングフォースと制動力とは強い相関関係にあってコーナリングフォースが強いときには大きな制動力は得られないものである。つまり、このような状況下で無理に制動させると、コーナリングフォースが急激に減少する。しかるに、荷重変動後の重心位置のX座標 G_x およびY座標 G_y に基づいて、上記第1補正トータルブレーキ油圧 P_{11} のゲイン補正を行なうようにしているので、上記コーナリングフォースの急激な減少が回避される。

【0045】しかもステアリング角 θ に基づいて定めた規範ヨーレート Y_0 と、実際のヨーレート Y_1 との偏差に基づいて定まるヨー制御量 Y_c を、分担荷重比 R_{11} 、 R_{12} 、 R_{13} 、 R_{14} の演算要素に加えることにより、目標ブレーキ油圧 P_{11} 、 P_{12} 、 P_{13} 、 P_{14} の分配を目標旋回量と実際の旋回量との偏差に基づいて変更するとともに、分担荷重比 R_{11} 、 R_{12} 、 R_{13} 、 R_{14} の総和を一定としたので、トータル制動力を変化させることなく、したがって車両の加、減速度を一定に保ちながら、ブレーキ油圧の配分を行なうことで、安定した前後方向加速度とステアリング操作に適切に応じた旋回運動を得ることができる。

【0046】この第1実施例では各ブレーキ B_{11} 、 B_{12} 、 B_{13} 、 B_{14} の仕様を同一とし、トータル前後力設定手段9において、トータル制動力に対応するものとしてトータルブレーキ油圧 P_1 を設定するようにしたが、同一仕様ではないブレーキを用いることも可能であり、その場合には、トータル制動力を分担荷重比で分配し、分配後の制動力をブレーキ油圧に変換してブレーキの制御を行なうようにすればよい。

【0047】また上記第1実施例では、車輪前後力としての制動力を各車輪 $W_{11} \sim W_{14}$ 毎に制御する場合について説明したが、本発明は、車輪前後力としての駆動力を各車輪 $W_{11} \sim W_{14}$ 毎に制御するものについても適用可能であり、次に駆動力制御の例について説明する。

【0048】図15および図16は本発明の第2実施例

を示すものであり、図15は車両の駆動系を示す図、図16は制御装置の構成を示すブロック図である。

【0049】先ず図15において、エンジンEに連なる変速機Mは、差動装置 D_{1c} を介して前部推進軸 P_{11} および後部推進軸 P_{12} に連結される。また右前輪 W_{11} および左前輪 W_{12} にそれぞれ連なる右前車軸 A_{11} および左前車軸 A_{12} と前部推進軸 P_{11} の間には差動装置 D_{1r} が介設され、右後輪 W_{13} および左後輪 W_{14} にそれぞれ連なる右後車軸 A_{13} および左後車軸 A_{14} と後部推進軸 P_{12} の間には差動装置 D_{1l} が介設される。

【0050】しかも前部推進軸 P_{11} および後部推進軸 P_{12} 間には差動装置 D_{1c} を迂回して静油圧式無段変速機31が設けられ、右前車軸 A_{11} および左前車軸 A_{12} 間には差動装置 D_{1r} を迂回して静油圧式無段変速機32が設けられ、右後車軸 A_{13} および左後車軸 A_{14} 間には差動装置 D_{1l} を迂回して静油圧式無段変速機33が設けられる。

【0051】これらの静油圧式無段変速機31～33は、入、出力間の変速比を無段階に変化させ得るものであり、各静油圧式無段変速機31～33の変速作動を制御装置C₁によって制御することにより、各車輪 W_{11} 、 W_{12} 、 W_{13} 、 W_{14} の駆動力をそれぞれ制御することが可能となる。

【0052】図16において、制御装置C₁には、各車輪 W_{11} 、 W_{12} 、 W_{13} 、 W_{14} に与えられるトータル駆動力として変速機Mの出力トルク F_1 を検出するトータルトルク検出センサ34と、車速Vを検出する車速センサ4と、車両の前後方向加速度 G_{x1} を検出する前後方向加速度検出センサ5と、車両の左右方向加速度 G_{y1} を検出する左右方向加速度検出センサ6と、ステアリング角 θ を検出するステアリング角検出センサ7と、ヨーレート Y_1 を検出するヨーレート検出センサ8とが接続される。

【0053】制御装置C₁は、トータルトルク検出センサ34で得られた出力トルク F_1 にゲイン補正を加えて補正出力トルク F_{11} を得るゲイン補正手段11'と、前後方向加速度 G_{x1} および左右方向加速度 G_{y1} に基づいて車両重心位置の見掛け上の移動方向および移動量を算出する重心位置演算手段12と、出力トルク F_1 、車速V、前後方向加速度 G_{x1} 、左右方向加速度 G_{y1} 、ステアリング角 θ および検出ヨーレート Y_1 に基づいてヨー制御量 Y_c を演算するヨー制御量演算手段13'と、重心位置演算手段12およびヨー制御量演算手段13'の演算量に基づいて各四輪の分担荷重比 R_{11}' 、 R_{12}' 、 R_{13}' 、 R_{14}' を演算する分担荷重比演算手段14'と、補正出力トルク F_{11} および前記分担荷重比 R_{11}' 、 R_{12}' 、 R_{13}' 、 R_{14}' に基づいて各車輪の目標前後力として目標駆動力 F_{11} 、 F_{12} 、 F_{13} 、 F_{14} を個別に演算する右前輪、左前輪、右後輪および左後輪用駆動力演算手段15_{11}'}、15_{12}'}、15_{13}'}、15_{14}'}と、前記目標駆動力 F_{11} 、 F_{12} 、 F_{13} 、 F_{14} に基づいて静油圧式無段変速機31、32、33を作動せしめる駆動手段1

10

20

30

40

50

6 とを備える。

【 0 0 5 4 】 トータルトルク検出センサ 3 4 は、たとえばトルクコンバータ特性から伝達トルクを算出し、変速機 M におけるギヤ比から変速機 M の出力トルクを得るようにしたものである。

【 0 0 5 5 】 車速対応補正率設定手段 1 9'、前後方向加速度対応補正率設定手段 2 0'、左右方向加速度対応補正率設定手段 2 1'、ならびに平均化演算手段 2 2' は、図 2 で示した第 1 実施例の車速対応補正率設定手段 1 9、前後方向加速度対応補正率設定手段 2 0、左右方向加速度対応補正率設定手段 2 1 ならびに平均化演算手段 2 2 にそれぞれ対応するものであり、平均化演算手段 2 2' で得られる補正率 C_{r11}' がゲイン補正手段 1 1' に入力され、ゲイン補正手段 1 1' において、出力トルク F_r に前記補正率 C_{r11}' を乗算することにより、ゲイン補正がなされた補正出力トルク F_{r1} が得られることになる。

【 0 0 5 6 】 ヨー制御量演算手段 1 3' は、トータルブレーキ油圧 P_r に代えて出力トルク F_r を用いるようにした以外は、図 2 で示したヨー制御量演算手段 1 3 と基本的に同一の演算処理を行なうものであり、ヨー制御量 Y_c' がヨー制御量演算手段 1 3' から出力される。

【 0 0 5 7 】 分担荷重比演算手段 1 4' では、図 2 で示した分担荷重比演算手段 1 4 と同様の演算処理が実行される。すなわち分担荷重比演算手段 1 4' は、荷重変動後の各四輪の分担荷重を演算するとともに、ヨー制御量 Y_c' の各四輪への配分を演算し、さらにそれらを合成することにより、各四輪の分担荷重比 R_{r11}' 、 R_{r12}' 、 R_{r13}' 、 R_{r14}' を定めて出力する。

【 0 0 5 8 】 分担荷重比演算手段 1 4' で得られた分担荷重比 R_{r11}' 、 R_{r12}' 、 R_{r13}' 、 R_{r14}' は、対応する駆動力演算手段 1 5 $_{r11}'$ 、1 5 $_{r12}'$ 、1 5 $_{r13}'$ 、1 5 $_{r14}'$ にそれぞれ入力され、各駆動力演算手段 1 5 $_{r11}'$ 、1 5 $_{r12}'$ 、1 5 $_{r13}'$ 、1 5 $_{r14}'$ では、補正出力トルク F_{r1} に分担荷重比 R_{r11}' 、 R_{r12}' 、 R_{r13}' 、 R_{r14}' をそれぞれ乗算することにより、各車輪 W_{r11} ~ W_{r14} の目標前後力としての目標駆動力 F_{r11} 、 F_{r12} 、 F_{r13} 、 F_{r14} を各車輪 W_{r11} ~ W_{r14} 毎に演算し、その目標駆動力 F_{r11} 、 F_{r12} 、 F_{r13} 、 F_{r14} に基づいて駆動手段 1 6 が静油圧式無段変速機 3 1 ~ 3 3 を作動せしめる。

【 0 0 5 9 】 この第 2 実施例によると、各車輪 W_{r11} 、 W_{r12} 、 W_{r13} 、 W_{r14} のトータル駆動力に対応する出力トルク F_r を検出するとともに、各車輪 W_{r11} 、 W_{r12} 、 W_{r13} 、 W_{r14} 毎の分担荷重比 R_{r11}' 、 R_{r12}' 、 R_{r13}' 、 R_{r14}' を求め、ゲイン補正がなされた補正出力トルク F_{r1} を分担荷重比 R_{r11}' 、 R_{r12}' 、 R_{r13}' 、 R_{r14}' に従って分配することにより、各車輪 W_{r11} 、 W_{r12} 、 W_{r13} 、 W_{r14} 毎の目標駆動力 F_{r11} 、 F_{r12} 、 F_{r13} 、 F_{r14} を定めて静油圧式無段変速機 3 1 ~ 3 3 を制御するようにしたことにより、積荷や乗員の増減等による重量のアンバランスがあったとして

も加速時に安定性を保ち、またノーズリフト等を減少させることができる。

【 0 0 6 0 】 しかも各車輪 W_{r11} 、 W_{r12} 、 W_{r13} 、 W_{r14} の負荷を適正に分配することが可能であるので各車輪 W_{r11} 、 W_{r12} 、 W_{r13} 、 W_{r14} におけるタイヤ摩耗の均等化を図ることができる。

【 0 0 6 1 】 図 1 7 は駆動力を各車輪 W_{r11} ~ W_{r14} 毎に制御可能とした車両駆動系の変形例を示すものであり、変速機 M の出力は推進軸 P_r に伝達され、右前輪 W_{r11} に連なる右前車軸 A_{r11} には推進軸 P_r からの動力が静油圧式無段変速機 3 5 を介して伝達され、左前輪 W_{r12} に連なる左前車軸 A_{r12} には推進軸 P_r からの動力が静油圧式無段変速機 3 6 を介して伝達され、右後輪 W_{r13} に連なる右後車軸 A_{r13} には推進軸 P_r からの動力が静油圧式無段変速機 3 7 を介して伝達され、左後輪 W_{r14} に連なる左後車軸 A_{r14} には推進軸 P_r からの動力が静油圧式無段変速機 3 8 を介して伝達される。

【 0 0 6 2 】 このような駆動系では、各静油圧式無段変速機 3 5 ~ 3 8 の変速比を個別に制御することにより各車輪 W_{r11} 、 W_{r12} 、 W_{r13} 、 W_{r14} の駆動力を個別に制御可能となる。

【 0 0 6 3 】 図 1 8 は駆動力を各車輪 W_{r11} ~ W_{r14} 毎に制御可能とした車両駆動系のさらに他の変形例を示すものであり、変速機 M は差動装置 D_{rc} を介して前部推進軸 P_{r1} および後部推進軸 P_{r2} に連結され、右前輪 W_{r11} および左前輪 W_{r12} にそれぞれ連なる右前車軸 A_{r11} および左前車軸 A_{r12} と前部推進軸 P_{r1} との間には差動装置 D_{r1} が介設され、右後輪 W_{r13} および左後輪 W_{r14} にそれぞれ連なる右後車軸 A_{r13} および左後車軸 A_{r14} と後部推進軸 P_{r2} との間には差動装置 D_{r2} が介設される。

【 0 0 6 4 】 しかも前部推進軸 P_{r1} および後部推進軸 P_{r2} 間には差動装置 D_{rc} を迂回して配分機構 3 9、4 0 が設けられ、右前車軸 A_{r11} および左前車軸 A_{r12} 間には差動装置 D_{r1} を迂回して配分機構 4 1、4 2 が設けられ、右後車軸 A_{r13} および左後車軸 A_{r14} 間には差動装置 D_{r2} を迂回して配分機構 4 3、4 4 が設けられる。

【 0 0 6 5 】 配分機構 3 9 は、前部推進軸 P_{r1} に相対回転自在に支承されるギヤ 4 5 と、該ギヤ 4 5 および前部推進軸 P_{r1} 間に介設されるクラッチ 4 6 と、前記ギヤ 4 5 に噛合されるギヤ 4 7 と、後部推進軸 P_{r2} に固設されるギヤ 4 8 と、前記ギヤ 4 7 と一体にしてギヤ 4 8 に噛合されるギヤ 4 9 とを備える。しかもギヤ 4 6、4 7 の半径は R_1 、ギヤ 4 9 の半径は R_2 、ギヤ 4 8 の半径は R_3 である。

【 0 0 6 6 】 このような配分機構 3 9 では、クラッチ 4 6 を接続状態とすると、前部推進軸 P_{r1} の回転数 N_r と後部推進軸 P_{r2} の回転数 N_2 との間には、 $N_r / N_2 = R_1 / R_2$ なる関係が生じることになる。しかもクラッチ 4 6 の接着力を調整することにより、 N_r / N_2 を R_1 / R_2 ~ R_3 / R_2 の間で自在に変化させることがで

きる。

【0067】他の配分機構40～44は、上記配分機構39と基本的に同一の構成を有するものである。

【0068】したがって各配分機構39～44におけるクラッチ46の接・断を個別に制御することにより、各車輪 W_{r1} 、 W_{r2} 、 W_{l1} 、 W_{l2} の駆動力を個別に制御可能となる。

【0069】図19は駆動力を各車輪 W_{r1} ～ W_{l2} 毎に制御可能とした車両制動・駆動系の変形例を示すものであり、変速機Mは差動装置 D_{r1} を介して前部推進軸 P_{r1} および後部推進軸 P_{r2} に連結され、右前輪 W_{r1} および左前輪 W_{r2} にそれぞれ連なる右前車軸 A_{r1} および左前車軸 A_{r2} と前部推進軸 P_{r1} との間には差動装置 D_{r1} が介設され、右後輪 W_{l1} および左後輪 W_{l2} にそれぞれ連なる右後車軸 A_{l1} および左後車軸 A_{l2} と後部推進軸 P_{r2} との間には差動装置 D_{r2} が介設され、各車輪 W_{r1} 、 W_{r2} 、 W_{l1} 、 W_{l2} にはそれぞれブレーキ B_{r1} 、 B_{r2} 、 B_{l1} 、 B_{l2} が装着される。しかも前部推進軸 P_{r1} および後部推進軸 P_{r2} 間、右前車軸 A_{r1} および左前車軸 A_{r2} 間、ならびに右後車軸 A_{l1} および左後車軸 A_{l2} 間には、差動制限効果を持たせるための粘性継手51、52、53がそれぞれ設けられる。

【0070】このような制動・駆動系では、ブレーキ B_{r1} 、 B_{r2} 、 B_{l1} 、 B_{l2} を個別に制御することにより各車輪 W_{r1} 、 W_{r2} 、 W_{l1} 、 W_{l2} の駆動力を制御することができる。すなわち駆動力を最も大きくすべき車輪のブレーキを非作動状態とし、他のブレーキについては、分配された駆動力となるようにブレーキ油圧を制御すればよい。

【0071】以上、本発明の実施例を詳述したが、本発明は上記実施例に限定されるものではなく、特許請求の範囲に記載された本発明を逸脱することなく種々の小設計変更を行なうことが可能である。

【0072】

【発明の効果】以上のように請求項1記載の発明によれば、複数の車輪に付与する前後力の総和であるトータル前後力を検出または設定し、車両総重量に対する前記複数の車輪毎の分担荷重比を求め、前記トータル前後力を前記分担荷重比に従って各車輪に分配することにより各車輪に付与すべき目標車輪前後力をそれぞれ設定し、該目標車輪前後力に基づいて各車輪の前後力を制御するので、各車輪の負荷の適正化を図り、それに伴って車両の姿勢を良好に保ちながら各輪の能力を最大限に発揮させることが可能となる。

【0073】また請求項2記載の発明によれば、請求項1記載の発明の構成に加えて、車両静止状態での各車輪の分担荷重を設定し、車両の前後方向および左右方向加速度をそれぞれ検出して車両重心位置の見掛け上の移動方向および移動量を求め、車両重心位置の見掛け上の移動方向および移動量に基づいて前記設定分担荷重を補正

し、補正した分担荷重に基づいて各車輪毎の分担荷重比を求めるので、検出対象を極力少なくして分担荷重比を得ることが可能となる。

【0074】請求項3記載の発明によれば、上記請求項2記載の発明の構成に加えて、前記前後力は制動力であり、トータル前後力に基づいて定まる車両の目標減速度と、検出した車両の減速度との偏差に基づいて、前記トータル前後力を補正するので、荷重センサ等を用いることなく、総重量の増減、登降坂等の影響を受けることのない普遍的な加、減速度制御が可能となる。

【0075】さらに請求項4記載の発明によれば、上記請求項1記載の発明の構成に加えて、ステアリング操作量に基づいて車両の目標旋回量を定めるとともに実際の車両の旋回量を検出し、各車輪間での前記目標前後力の配分をその和が一定になるようにして前記目標旋回量と実際の旋回量との偏差に基づいて変更するので、加・減速度を一定に保ちながら車輪前後力の分配を行ない、安定した前後加速度とステアリング操作通りの旋回運動を得ることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】第1実施例の車両の制動系を示す図である。

【図2】制御装置の構成を示すブロック図である。

【図3】ブレーキ踏力に応じたトータルブレーキ油圧の設定マップを示す図である。

【図4】車両の前後方向に沿う重心位置の見掛け上の移動を説明するための図である。

【図5】車両の左右方向に沿う重心位置の見掛け上の移動を説明するための図である。

【図6】重心位置のXY座標上での見掛け上の変化を説明するための図である。

【図7】車速に対応した補正率を示す図である。

【図8】変化後の重心位置のX座標に対応した補正率を示す図である。

【図9】変化後の重心位置のY座標に対応した補正率を示す図である。

【図10】ヨー制御量演算手段の構成を示すブロック図である。

【図11】車速に対応した規範ヨーレートを示す図である。

【図12】車速に対応した補正率を示す図である。

【図13】前後方向加速度に対応した補正率を示す図である。

【図14】左右方向加速度に対応した補正率を示す図である。

【図15】第2実施例の車両の駆動系を示す図である。

【図16】制御装置の構成を示すブロック図である。

【図17】車両駆動系の変形例を示す図である。

【図18】車両駆動系のさらに他の変形例を示す図である。

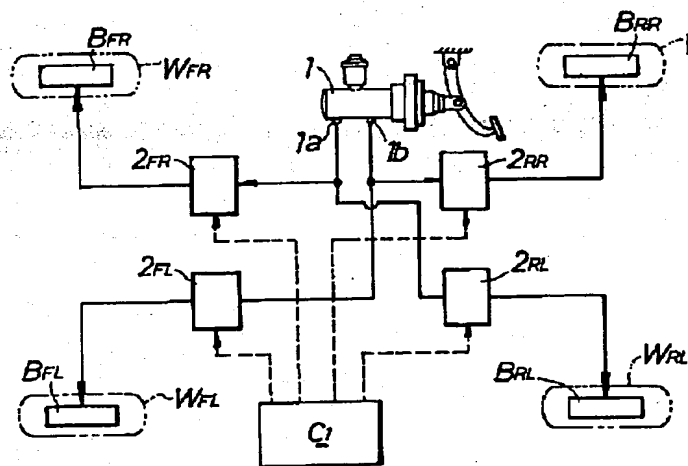
【図19】車両制動・駆動系の変形例を示す図である。

【符号の説明】

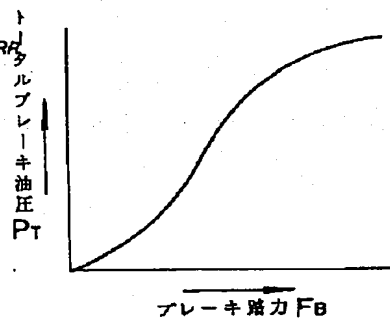
W_{FR} 右前輪
 W_{FL} 左前輪

W_{RR} 右後輪
 W_{RL} 左後輪

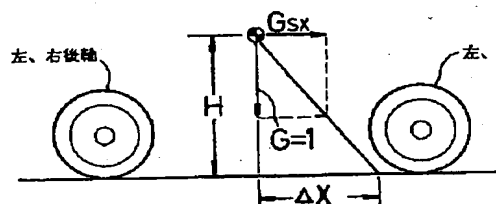
【図 1】



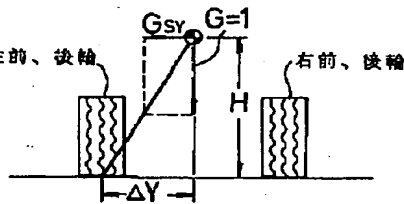
【図 3】



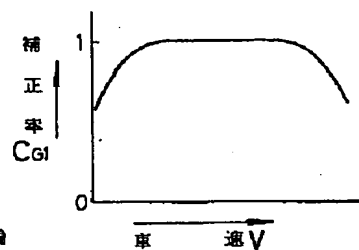
【図 4】



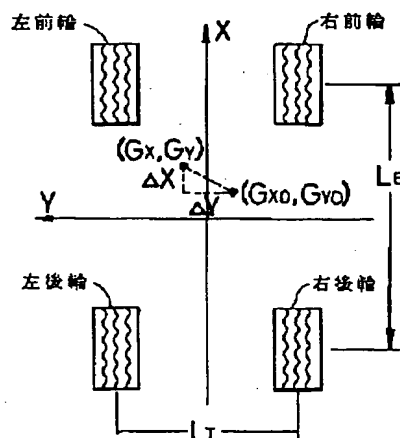
【図 5】



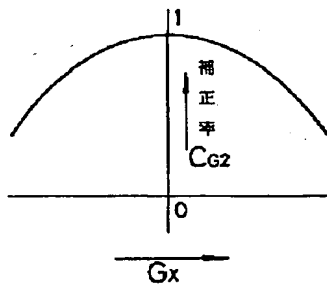
【図 7】



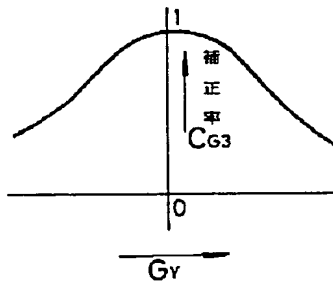
【図 6】



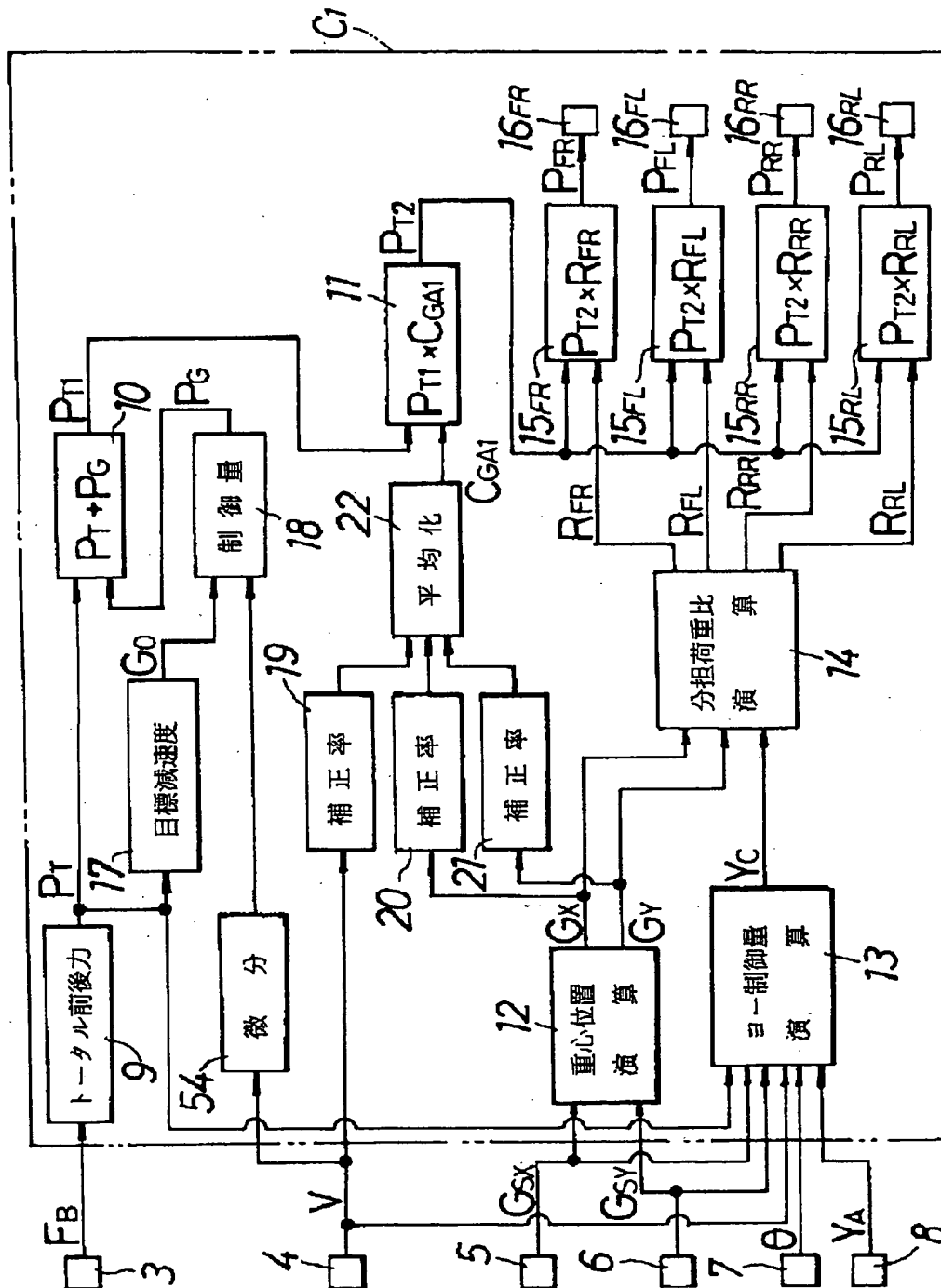
【図 8】



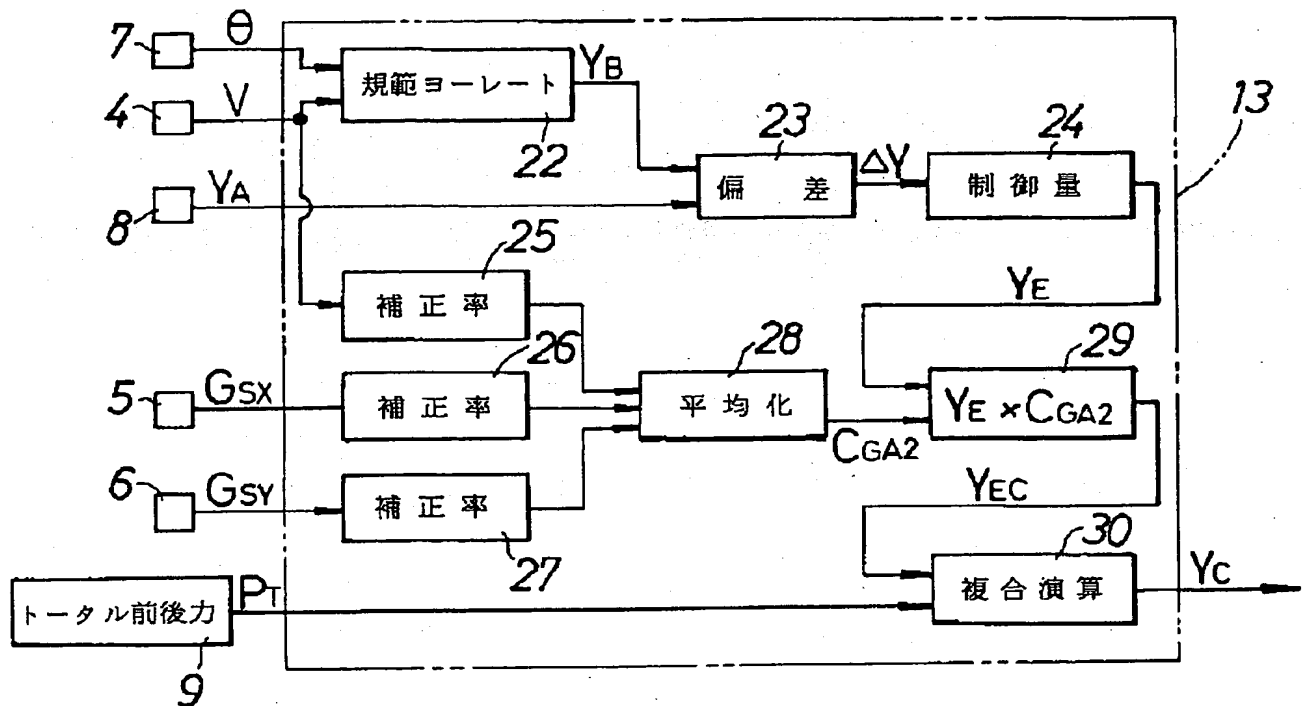
【図 9】



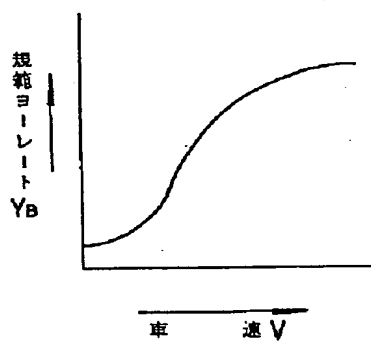
【 図 2 】



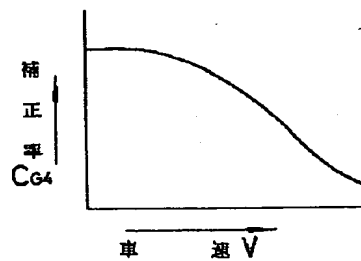
【図 10】



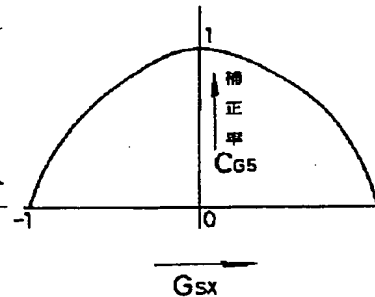
【図 11】



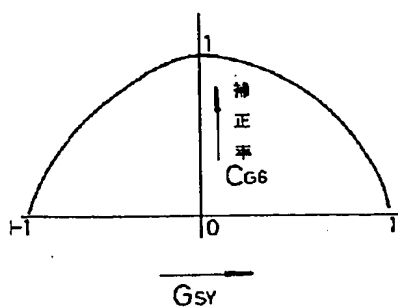
【図 12】



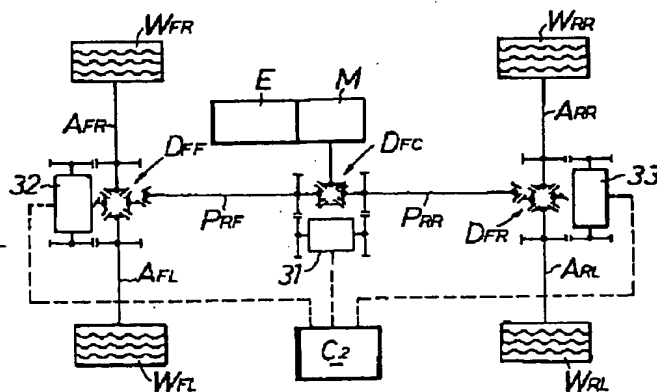
【図 13】



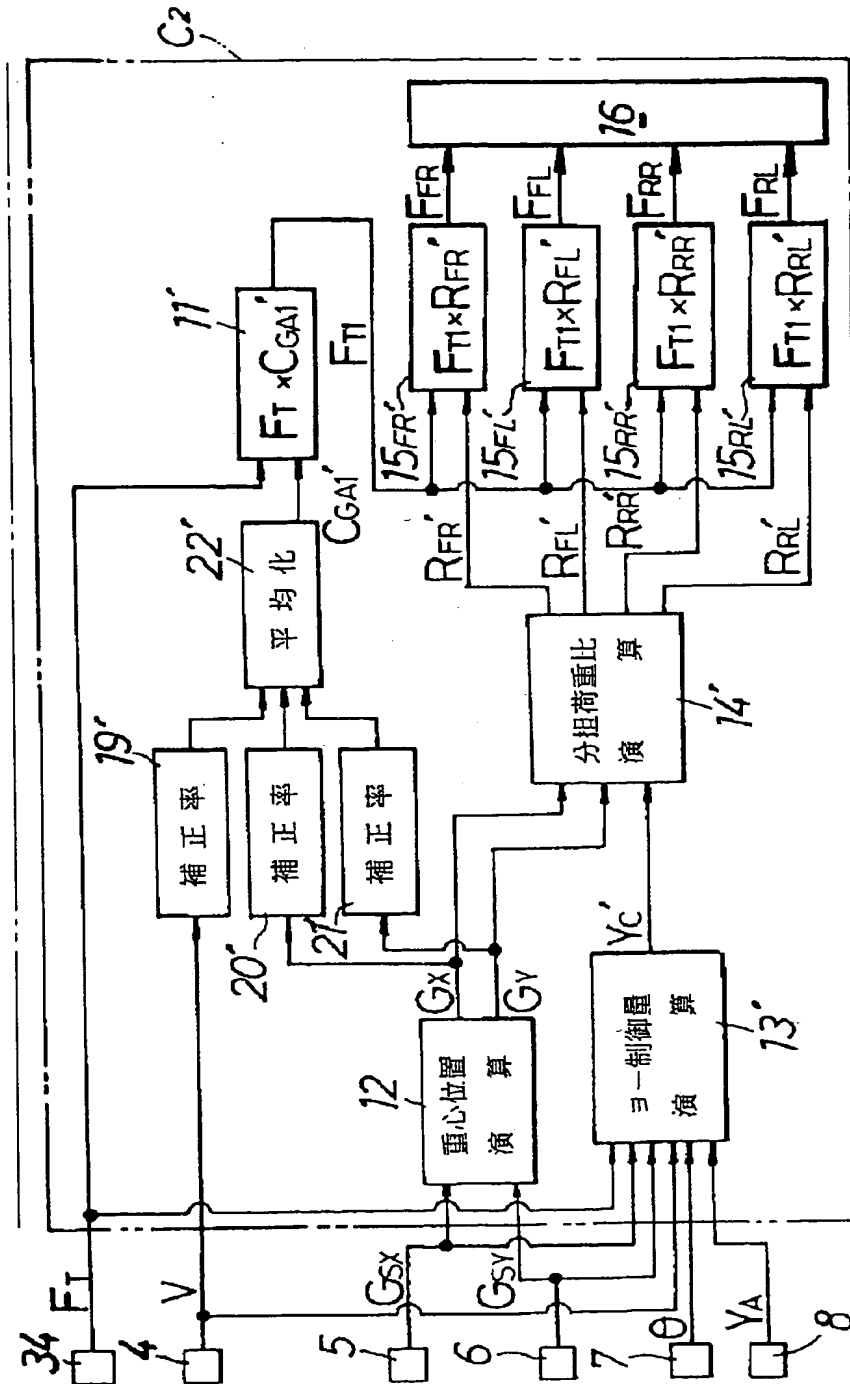
【図 14】



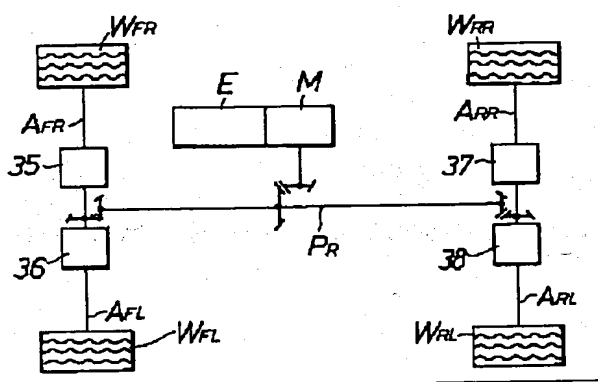
【図 15】



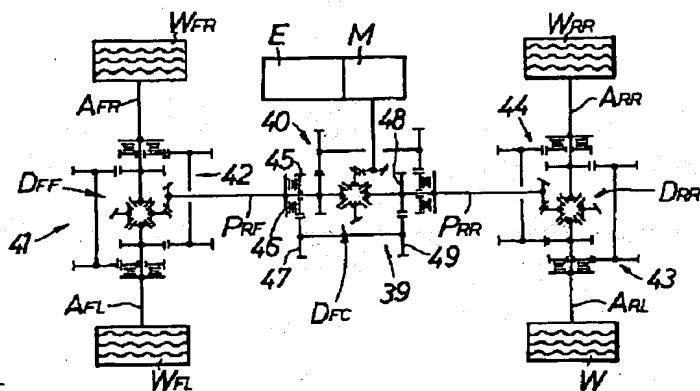
【図16】



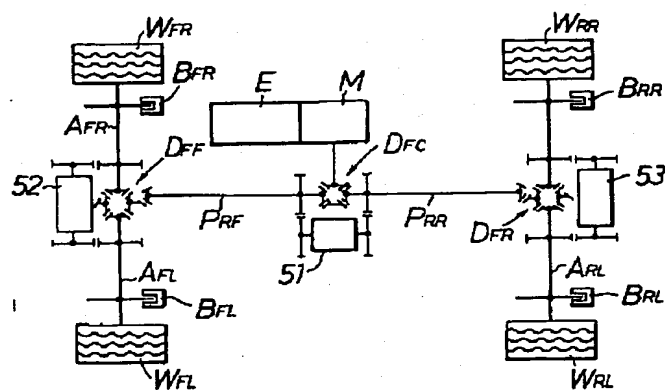
【図17】



【図18】



【図19】



フロントページの続き

(72)発明者 斎藤 渉

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内

(72)発明者 櫻井 一也

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内